

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-207926

(43)Date of publication of application : 07.08.1998

(51)Int.Cl. G06F 17/50
G06F 17/00

(21)Application number : 09-010105

(71)Applicant : NHK SPRING CO LTD

(22)Date of filing : 23.01.1997

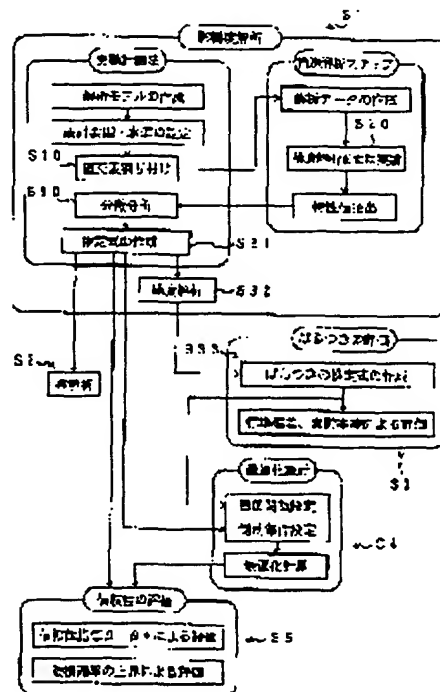
(72)Inventor : KASHIWAMURA TAKAYOSHI
SHIRATORI MASAKI
U TSUYOSHI

(54) DESIGN SUPPORT METHOD FOR STRUCTURE OR THE LIKE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To efficiently obtain information, which can be effectively utilized so as to obtain quantitative design materials, by generating an estimating formula from design factors, which have much effect on characteristic values of an analysis object, and order components.

SOLUTION: An influence degree analysis process S1 performs influence degree analysis applicable to even nonlinear phenomena by an influence degree analysis means to generate an estimating formula of characteristic values in a positive form. A sensitivity which quantitatively evaluates degrees of influence of design factors is obtained. A re-analysis process S2 uses the estimating formula of characteristic values in a positive form to perform re-analysis. A dispersion evaluation process S3 applies probabilistic and statistical techniques to the estimating formula to generate an estimating formula of dispersion of characteristic values. An optimization design process S4 sets characteristic value and dispersion estimating formulas as an objective function and a restrictive function of an optimization problem to perform mathematical optimization calculation. A reliability evaluation process S5 applies probabilistic and statistical techniques to a state function in a positive form to obtain information about the structure reliability.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 31.05.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 29.01.2002

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3313040

[Date of registration] 31.05.2002

[Number of appeal against examiner's decision of rejection] 2002-03617

特開平10-207926

(43) 公開日 平成10年(1998) 8月7日

(51) Int.Cl.⁵G 0 6 F 17/50
17/00

識別記号

F I

G 0 6 F 15/60
15/206 1 2 H
D

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 22 頁)

(21) 出願番号 特願平9-10105

(22) 出願日 平成9年(1997) 1月23日

(71) 出願人 000004640

日本発条株式会社

神奈川県横浜市金沢区福浦3丁目10番地

(72) 発明者 柏村 孝義

神奈川県横浜市金沢区福浦3丁目10番地

日本発条株式会社内

(72) 発明者 白鳥 正樹

神奈川県横浜市青葉区荏田北1-2 江田

ロビニア103

(72) 発明者 于 強

神奈川県横浜市保土ヶ谷区東川島町87 サ

ンコートガーデンA202

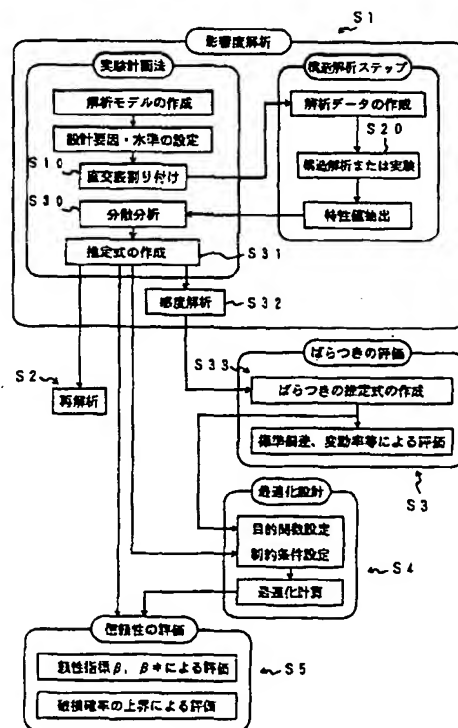
(74) 代理人 弁理士 鈴江 武彦 (外5名)

(54) 【発明の名称】 構造物等の設計支援方法

(57) 【要約】

【課題】 構造物を設計する際などに有効に活用できる情報を能率良く得ることができる設計支援方法を提供する。

【解決手段】 解析対象に基づいて設定された設計要因と水準に関するデータを上記設計要因と水準に応じて選択された直交表の列と行に配置する直交表割り付けステップS10と、上記直交表に配置された各行ごとのデータについて構造解析を行う構造解析ステップS20と、構造解析ステップS20の結果に基づいて分散分析を行う分散分析ステップS30と、上記分散分析に基づいて解析対象の性質を表わす特性値に対し効果の大きい設計要因と次数成分を抽出するとともにそれらに基づいて直交関数による推定式を作成する推定式作成ステップS31と、この推定式作成ステップS31を実施したのちに数理的最適化計算方法に基づいて目的とする最適化計算を行う最適化設計プロセスS4を具備している。



【特許請求の範囲】

【請求項1】解析対象に基いて設定された設計要因および水準に関するデータを上記設計要因と水準に応じて選択された直交表の列と行に配置する直交表割り付けステップと、

上記直交表に配置された各行ごとのデータについて構造解析または実験を行う構造解析ステップと、

上記構造解析ステップの結果に基いて分散分析を行う分散分析ステップと、

上記分散分析に基いて上記解析対象の性質を表わす特性値に対し効果の大きい設計要因と次数成分を抽出するとともにそれらに基いて直交関数による推定式を作成する推定式作成ステップと、

を具備したことを特徴とする構造物等の設計支援方法。

【請求項2】上記推定式作成ステップを実施したのちに数理的最適化計算方法に基いて目的とする最適化計算を行う最適化設計プロセスを具備したことを特徴とする請求項1記載の設計支援方法。

【請求項3】上記最適化設計プロセスを実施したのちに確率・統計的方法を適用することによって信頼性の評価を表わす数値を得る信頼性の評価プロセスを具備したことを特徴とする請求項2記載の設計支援方法。

【請求項4】上記推定式作成ステップを実施したのちに上記推定式を設計要因で偏微分することによって影響度を表わす感度解析を行う感度解析ステップを具備したことを特徴とする請求項1記載の設計支援方法。

【請求項5】上記感度解析による結果に基いて確率・統計的方法によりばらつきの推定式を作成する第2の推定式作成ステップを具備したことを特徴とする請求項4記載の設計支援方法。

【請求項6】上記第2の推定式作成ステップを実施したのちに、数理的最適化計算方法に基いて目的とする最適化計算を行う最適化設計プロセスを具備したことを特徴とする請求項5記載の設計支援方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、例えば構造物を設計する際などに設計を支援できるような有効な情報を求めたり、流体や熱あるいは電磁気などの分野において対象物の挙動を解析する用途などに好適な設計支援方法に関する。

【0002】

【従来の技術】構造解析の一手法である有限要素法は、現在までのコンピュータの発達とその利用技術（ソフトウェア）の発達に伴って、複雑な形状や現象に対しても挙動のシミュレーションを容易に行えるようになった。

また、構造物には寸法や材料特性などに関して公差やばらつきが存在するため、高精度で実用的な設計を行うためには、ばらつきを考慮した構造検討を行う必要がある。

このため構造解析におけるばらつきの評価法あるいは構

造信頼性の評価法として、モンテカルロ法や摂動法あるいは感度解析法などを用いた確率有限要素法が知られている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】前述の構造解析は、与えられた形状に対して強度や剛性の解析ができるだけである。そのため、解析の結果、設計目標を満たしていないことが判明した場合には設計の変更を行い、再び構造解析を行うといった試行錯誤的な作業を繰り返す必要があった。しかも設計要因が複数ある場合に、全ての要因を組み合わせるように計算を行うと、組み合わせが膨大な数にのぼり、計算に多大の時間と費用を必要とする。また前述の確率有限要素法も、非線形問題に対して多くの計算回数を必要とする。これらの理由から、最終的な最適設計データを得るまでに無駄な時間や経費が多くかかり、設計変更などに対しても迅速な対応が不可能であった。

【0004】また、最近では機構部品の設計に構造解析によるシミュレーション技術が取り入れられるようになってきているが、さらに設計作業を効率化、高精度化するためには、設計要因の特性に対する定量的な影響度を求め、構造や設計値の決定に利用することが有効である。これらの機構部品の使用時の挙動は、非線形挙動を示す複雑な問題であることが多い。このような非線形挙動を示す問題の影響度解析や最適化計算は、現象が負荷や時間に伴って変化するため従来の最適化手法や影響度解析手法では非常に複雑なアルゴリズムや膨大な計算量を必要とするなど難しい問題とされていた。

【0005】従って本発明の目的は、構造物を設計する際などに有効に活用できる情報を能率良く得ることができ、かつ複雑な非線形挙動を示す構造物などに対しても定量的な設計資料が得られるような設計支援方法を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】前記の目的を果たすための本発明は、解析対象に基いて設定された設計要因および水準に関するデータを上記設計要因と水準に応じて選択された直交表の列と行に配置する直交表割り付けステップと、上記直交表に配置された各行ごとのデータについて構造解析または実験を行う構造解析ステップと、上記構造解析ステップの結果に基いて分散分析を行う分散分析ステップと、上記分散分析に基いて上記解析対象の性質を表わす特性値に対し効果の大きい設計要因と次数成分を抽出するとともにそれらに基いて直交関数による推定式を作成する推定式作成ステップとを具備している。

【0007】請求項2に記載したように、上記推定式作成ステップを実施したのちに数理的最適化計算方法に基いて目的とする最適化計算を行う最適化設計プロセスを具備していてもよい。ここで言う数理的最適化計算方法

とは、例えば数値計画法でもよいし、あるいは全ての設計要因および離散値の組み合わせを推定式を基に作成した目的関数や制約関数で計算し、それらの計算結果から条件を満足する最適解を選択する方法（いわゆる総あたり法）などでもよい。

【0008】また請求項3に記載したように、上記最適化設計プロセスを実施したのちに確率・統計的方法を適用することによって信頼性の評価を表わす数値を得る信頼性の評価プロセスを具備してもよいし、請求項4に記載したように上記推定式作成ステップを実施したのちに上記推定式を設計要因で偏微分することによって影響度を表わす感度解析を行う感度解析ステップを具備してもよい。

【0009】また、上記感度解析による結果に基づいて、例えば一次近似二次モーメント法などの確率・統計的方法によりばらつきの推定式を作成する第2の推定式作成ステップ（請求項5）を具備してもよい。さらに請求項6に記載したように、上記第2の推定式作成ステップを実施したのちに、例えば数値計画法などの数理的最適化計算方法に基づいて目的とする最適化計算を行う最適化設計プロセスを具備してもよい。

【0010】本発明の設計支援方法は、図1に示すように影響度解析プロセスS1を備えている。また必要に応じて、再解析プロセスS2と、ばらつきの評価プロセスS3と、最適化設計プロセスS4と、信頼性の評価プロセスS5などを備えている。影響度解析プロセスS1は、CAE(computer aided engineering)などの設計プログラムを利用することができる。

【0011】影響度解析プロセスS1は、実験計画法と構造解析あるいは実験を組み合わせた影響度解析手段により、非線形現象にも適用可能な影響度解析を行うものである。この解析により、陽な形の特性値の推定式が作成される。また、この推定式を設計要因で偏微分することにより、設計要因の影響度を定量的に評価する感度を求める。

【0012】再解析プロセスS2においては、影響度解析プロセスS1により作成された陽な形の特性値の推定式を使用することにより、再解析を行う。ばらつきの評価プロセスS3においては、上記推定式に一次近似二次モーメント法などの確率・統計的方法を適用することにより、特性値のばらつきの推定式を作成する。また、この推定式から求められる標準偏差や変動率などにより、

ばらつきの評価を行う。

【0013】最適化設計プロセスS4は、前述の特性値の推定式やばらつきの推定式を、最適化問題の目的関数あるいは制約関数として設定することにより、例えば数値計画法などの数理的最適化計算方法に基づいて行われる。

【0014】信頼性の評価プロセスS5は、前述の特性値の推定式に基づいて作成された陽な形の状態関数に、FOSM法やAFOSM法などの二次モーメント法、あるいは破損確率の上界を求める方法などの確率・統計的方法を適用することにより、構造信頼性に関する情報を得る。

【0015】

【発明の実施の形態】図2は、本発明の設計支援方法を実施するための設計支援システム10の概略を示している。この設計支援システム10において、後述するデータ類および処理プログラム等は、フロッピーディスク装置やキーボード等の入力装置11によって中央演算処理装置12に入力され、ROM13あるいはRAM14等に記憶される。演算結果はCRTあるいはプリンタ等の出力装置15に出力される。

【0016】【影響度解析プロセスS1】まず、影響度解析プロセスS1について説明する。このプロセスS1では、設計要因の特性値に対する影響度の把握を、少ない解析数でかつ定量的に求めるために、実験計画法と構造解析を組み合わせた方法を使用する。この方法では構造解析が他の解析および処理と分離されているため、汎用の構造解析プログラムを使用することもできる。

【0017】実験計画法は、直交表割り付けステップS10において、直交表（直交配列表ともいわれる）を用いることにより、特性値に対する要因の影響度を解析する。例えば表1に示す直交表において、列番号部（横方向）は要因、行番号部（縦方向）は解析データの組み合わせ番号を示している。直交表中の数字1, 2, 3は水準番号を示している。直交表とは、表中のどの2列をとっても直交関係があるように組み合わせられた表を示すものである。そのため直交表中のいずれの2列をとっても、水準番号の組み合わせは同じ回数だけ現われるようになっている。

【0018】

【表1】

直交表 [L27 (3¹³)]

列 番 No		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
		設計要因												
		A	B	A×B	e	e	e	C	D	E	F	G	H	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	2	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3	3	1	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3
4	4	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	3	3	3
5	5	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1
6	6	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	2
7	7	1	3	3	3	1	1	1	3	3	3	2	2	2
8	8	1	3	3	3	2	2	2	1	1	1	3	3	3
9	9	1	3	3	3	3	3	3	2	2	2	1	1	1
10	10	2	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
11	11	2	1	2	3	2	3	1	2	3	1	2	3	1
12	12	2	1	2	3	3	1	2	3	1	2	3	1	2
13	13	2	2	3	1	1	2	3	2	3	1	3	1	2
14	14	2	2	3	1	2	3	1	3	1	2	1	2	3
15	15	2	2	3	1	3	1	2	1	2	3	2	3	1
16	16	2	3	1	2	1	2	3	3	1	2	2	3	1
17	17	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3	3	1	2
18	18	2	3	1	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3
19	19	3	1	3	2	1	3	2	1	3	2	1	3	2
20	20	3	1	3	2	2	1	3	2	1	3	2	1	3
21	21	3	1	3	2	3	2	1	3	2	1	3	2	1
22	22	3	2	1	3	1	3	2	2	1	3	3	2	1
23	23	3	2	1	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2
24	24	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2	2	1	3
25	25	3	3	2	1	1	3	2	3	2	1	2	1	3
26	26	3	3	2	1	2	1	3	1	3	2	3	2	1
27	27	3	3	2	1	3	2	1	2	1	3	1	3	2

【0019】具体的には、設計要因は、直交表の列に配置され、直交表の各行が構造解析の入力データとなる。設計要因間の交互作用の評価が必要な場合には、直交表に用意されている線点図に基づき、要因および交互作用の現れる列を選定し、直交表に割り付ける必要がある。例えば表1に示す直交表L27は、最大13設計要因まで解析可能で、各要因の値が1～3まで3段階ある3水準系の直交表である。組み合わせられる入力データは27行分（27通り）である。

【0020】例えば設計要因が8個で各設計要因の水準が3個ある解析例では、多元配置のように全ての条件を組み合わせると、 $3^8 = 6561$ 通りの計算が必要である。しかし直交表L27を用いることにより、僅か27通りの計算ではほぼ同等な影響度解析を行うことができる。この直交表の例では、第1列および第2列と、第8列から第13列の合計8列に8個の設計要因A～Hを配置することができる。第3列と第4列には、第1列のAと第2列のBの設計要因の交互作用A×Bが配置される。eで示す列は誤差項となる。

【0021】直交表としては、L16 (2¹⁵)、L18 (2¹ × 3⁷)、L16 (4⁵) などの一般例以外に、多水準例としてL32 (2¹ × 4⁹)、L64 (4²¹) などが、多要因例としてL36 (2¹¹ × 3¹²)、L

54 (2¹ × 3²⁵) などが知られている。使用する直交表は、設計要因の数や交互作用の設定と水準数により適切なものを選択する。水準数は設計要因が特性値に与える影響の特性（傾向）を考慮して決める必要がある。目安としてその特性値が設計要因のn次関数と予想される場合には、設計要因の水準数はn+1からn+2とする。

【0022】構造解析ステップS20では、前記直交表により作成された入力データを用いて構造解析を行い、その結果から、後述する分散分析や推定式の対象となる特性値を求める。構造解析手法としては、例えば有限要素法などを使用する。この構造解析ステップS20においては市販の構造解析プログラムやプリポストプロセッサあるいは実験などを利用できる。

【0023】上述の構造解析結果から分散分析用の特性値のデータを抽出する。特性値としては、対象となる現象を適切に表現できる代表値を解析結果の中から選択する。なお、構造解析プログラムを使用する代わりに、実験によって構造解析に相当するデータ（分散分析用のデータ）を求めるようにしてもよい。

【0024】分散分析ステップS30においては、詳細な分析のために設計要因が特性値に与える影響度を多項式の成分に直交分解して評価する方法を用いる。この方

30

40

50

法により、影響度は、一次あるいは二次などに分解した特性（傾向）に対して求めることができる。分散分析の手順は、得られた特性値のデータを使用してまず各設計要因と次数成分 i の変動 S_i を求め、その変動を自由度 n_i （直交分解を行った設計要因・次数成分の自由度 n_i は1である）で割ることにより、分散 V_i を求める。また、全変動 S_T と各設計要因・次数成分の変動 S_i の合計 $\sum S_i$ との差が誤差項の変動となり、これを誤差の自由度 n_e で割り、誤差分散を求める。なお、誤差の自

変動: S_i

分散: $V = S_i / n_i$

誤差分散: $V_e = (S_T - \sum_{i=1}^k S_i) / n_e$

F 値: $F_i = V_i / V_e$

純変動: $S_i' = S_i - V_e n_i$

寄与率(%) : $\rho_i = S_i' / S_T$ (1)

【0027】解析の評価は、F分布の危険率1%および5%の値に対し、各設計要因・次数成分のF値を比較し、有意差の検定を行う。この段階で有意差がないと判断された設計要因・次数成分の中の特に小さいF値の設計要因・次数成分については、その変動および自由度を、誤差項の変動および自由度に加えて再度誤差分散を求める。そして、この新たな誤差分散で各設計要因・次数成分のF値を求め、再度有意差の判断を行う。この作業をF分布の危険率5%点の値に比べて小さいF値の設計要因・次数成分がなくなるまで繰り返すことにより、最終的な分散分析結果を得る。

【0028】また、各設計要因・次数成分の変動から誤差分散×自由度を引くことにより求まる純変動 S_i' と、全変動 S_T の比である寄与率 ρ_i も影響度順を表わす定性的な指標として用いられる。直交分解を伴う交互作用の分散分析については、対象とする設計要因を割り付けた列を使用して新たに多元配置表を組み直しこれに対する計算を行う。

【0029】推定式作成ステップS31においては、前述の構造解析で得られたデータを用いて特性値の挙動を表わす推定式を作成する。特性値に対する推定式は、複数の設計要因を変数とした簡単な多変数多項式により表

度 n_e は、全自由度から設計要因・次数成分の自由度の計を引いたものである。全自由度の値は、直交表の行数引く1に相当する。

【0025】次に、設計要因・次数成分の分散を誤差分散で割り、F値を求める。式(1)はこれらの関係を表わしている。

【0026】

【数1】

($i = 1, 2, 3 \dots k$)

わされる。推定式に用いる設計要因および次数は、基本的に、前記分散分析によって有意差ありと判断された設計要因と次数成分を使用する。この方法により、客観的に設計要因と次数成分の選択が行える。

【0030】推定式は Chebyshev の直交関数である式(2)に示す直交多項式を用いて作成する。この式

(2)は、水準が互いに等間隔の場合の式である。この推定式は、各設計要因＝直交表の列の解析結果を用いて作成する回帰式に相当するものである。具体的には、設計要因における各水準に対応する解析結果の平均値を用いた回帰式となっている。また、設計要因ごとに独立した回帰式が求められる。この直交多項式は、低次項が優先され各次数項が互いに独立であるという特徴をもっているため、任意の次数で推定式を打ち切っても残った次数においては最良な回帰式を示している。そのため解析に大きな水準数を使用した場合も、高次の成分に有意差が認められなければその高次項を単純に削除すればよいことになる。なお、推定式における各設計要因の最大次数は水準数-1である。ここで、 m は推定式に採用した有効設計要因数を示す。

【0031】

【数2】

$$Y = g(f_1, f_2, \dots, f_m)$$

$$Y = \sum_{i=1}^m Y_i - (m-1)b_0 \quad (i=1, 2, 3, \dots, m)$$

$$\begin{aligned} Y_i = & b_0 + b_{i1}(f_i - \bar{f}_i) + b_{i2}\{(f_i - \bar{f}_i)^2 - (a_i^2 - 1)h_i^2/12\} \\ & + b_{i3}\{(f_i - \bar{f}_i)^3 - (3a_i^2 - 7)(f_i - \bar{f}_i)h_i^2/20\} \\ & + b_{i4}\{(f_i - \bar{f}_i)^4 - (3a_i^2 - 13)(f_i - \bar{f}_i)^2 h_i^2/14 + \\ & 3(a_i^2 - 1)(a_i^2 - 9)h_i^4/560\} + \\ & \dots + b_{in}\xi_n(f_i) + \dots \quad \text{推定式(2)} \end{aligned}$$

$$\xi_0(f_i) = 1 \quad (n=0)$$

$$\xi_1(f_i) = f_i - \bar{f}_i \quad (n=1)$$

$$\xi_n(f_i) = \xi_{n-1}(f_i)\xi_1(f_i) - (n-1)^2\{a_i^2 - (n-1)^2\}$$

$$h_i^2\xi_{n-2}(f_i)/[4\{(n-1)^2 - 1\}]$$

$$(n=2, 3, 4, \dots)$$

$$f_i: \text{変数} \quad \bar{f}_i: \text{水準平均値} \quad a_i: \text{水準数} \quad h_i: \text{水準間隔}$$

【0032】係数 b_0 , b_{ii} は、推定式のもつ直交関係によって、式(3)のように表される。

b_0 = 全解析値の平均

【0033】

【数3】

$$b_{ii} = \sum_{\nu=1}^a \xi_i(f_{i\nu}) Y_{i\nu} / \sum_{\nu=1}^a \xi_i^2(f_{i\nu}) \quad \nu=1, 2, \dots, a_i \quad (3)$$

【0034】 $\xi_i(f_{i\nu})$ の $f_{i\nu}$ は変数 f_i の各水準値、 $Y_{i\nu}$ は各水準に対する解析値の平均を示す。推定式の95%信頼限界 R_{95} は、下記式(4)で表される。

【0035】

【数4】

$$R_{95} = \sqrt{F_{e-1} V_e / n_e} \quad (4)$$

【0036】ここで、 F_{e-1} は分母の自由度が誤差項の自由度、分子の自由度が1の5%F値である。 V_e は誤差分散、 n_e は有効反復数を示す。

$$\text{感 度 } S(f_i) = \partial Y / \partial f_i$$

【0039】上記感度は、設計要因の単位量の変化に伴って生ずる特性値の変化量を表わしており、特性値に対する設計要因の定量的な影響度を示している。また、推定式における設計要因 f_i の項が二次式以上の場合には、式(5)の右辺の(ラウンド Y /ラウンド f_i)は設計要因の関数となる。そのため設計要因値の変化に伴って感度も変化するが、設計要因 f_i の確定値を式(5)の右辺(ラウンド Y /ラウンド f_i)に代入することにより、任意の設計要因値における感度を求めることができる。

【0040】推定式は現象を連続的に表わす関数である

【0037】前記推定式 Y は陽な式であるため、推定式 Y を設計要因 f_i で偏微分することにより、下記式

(5)で示される一次の微係数である感度 $S(f_i)$ を簡単に求めることができる。この処理が感度解析ステップS32である。この感度は他の設計要因に影響をうけない独立した値である。式(5)中の m は有効設計要因数を示す。

【0038】

【数5】

$$(i=1, 2, \dots, m) \quad (5)$$

ため、推定式の偏微分により求められる感度は、分散分析で述べたような設定した水準範囲の影響を受けない影響度であるという利点がある。そのため、設計要因の影響度順位の判断には分散分析結果より感度を使用した方がより確実な結果を得ることができる。この感度は、全体の挙動を表現する推定式を偏微分することにより求めるため、非線形現象に対する影響度を直接表わすことができる。そのため、従来の逐次積分法、モード解析法等による感度解析では不可能であった動的現象における最大加速度、最大変位等のような特定位置の特性値と設計要因の定量的関係を直接に求めることができる。

【0041】影響度解析から得られる特性値の推定式や感度等の情報は、熟練設計者が経験から得ていた定性的なノウハウを越える定量的な設計情報である。これらの設計情報に基いて、初心者でも合理的な設計を容易に行うことができる。具体例としては、感度の高い（影響度の大きい）要因を重視して効率的に強度や剛性を満足する構造の設計を行うとか、感度の低い（影響度の小さい）設計要因を使用してばらつきの少ないロバスト性の高い設計を行うことなどが可能である。

【0042】〔再解析プロセスS2〕前述の影響度解析プロセスS1で得られた特性値の推定式は、再解析法として使用できる。推定式を使用することにより、設計者は設計変更に伴う特性値の変化を設計現場で容易にかつ即時に知ることができる。

【0043】〔ばらつきの評価プロセスS3〕設計要因のばらつきによって発生する特性値のばらつきの推定お

$$U = g(f_1, f_2, \dots, f_m)$$

$$U = \bar{U} + \sum_{i=1}^m (\partial g / \partial f_i) \bar{f}_i \Delta f_i \quad (7)$$

$$E[U] = g(\bar{f}_1, \bar{f}_2, \dots, \bar{f}_m) \quad (8)$$

$$\text{Var}[U] = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^m (\partial g / \partial f_i) \bar{f}_i (\partial g / \partial f_j) \bar{f}_j \rho_{ij} \sqrt{\text{Var}[f_i]} \sqrt{\text{Var}[f_j]} \quad (9)$$

ただし、 $\bar{\cdot}$: 確定値、 m : 設計要因数、

(*) \bar{f}_i : 微分を確定値 $(\bar{f}_1, \bar{f}_2, \dots, \bar{f}_m)$ で評価することを示す。

【0045】標準偏差 σ は、分散 Var の平方根であるため、特性値のばらつきを示す標準偏差 σ_U は、式(9)の平方根として求められる。式(9)で用いる感度は、前述の式(5)と同じものであり、特性値の推定式を設計要因で偏微分することにより簡単に陽な形で求めることができる。設計要因の分散 $\text{Var}[f_i]$ や相関係数 ρ_{ij} は、ユーザのもつデータや経験等に基いて設定することができる。これらにより、標準偏差 σ_U の推定式は、陽な形の式で表わされる。なお、自己相関の相関係数 ρ_{ij} は1である。期待値に対する相対的なばらつきの尺度としてよく使用される変動係数(c.o.v)は、以上の結果を用いて式(10)により求まる。

$$\text{変動係数 (c.o.v)} = \sigma_U / E[U] \quad (10)$$

〔最適化設計プロセスS4〕一般の最適化問題の定式化は、式(11)のように表わされる。

制約条件

$$g_i(x) \geq 0 \quad (i = 1, 2, \dots, k)$$

$$h_j(x) = 0 \quad (j = K+1, K+2, \dots, 1) \text{ のもとで}$$

よび評価方法について以下に説明する。ばらつきの推定と評価には一次近似二次モーメント法などの確率・統計的方法を使用する。特性値の応答 U は、設計変数 f_1, f_2, \dots, f_m を確率変数とした関数式(6)で示される。関数 g は、式(2)で示した特性値の推定式である。設計要因のばらつきを考慮した場合の特性値の応答 U は、確定項・バー U および変動率(感度)(ラウンド g / ラウンド f_i)と設計要因の変動幅 Δf_i を用いて式(7)で示される。確定値・バー f_i における特性値の期待値 $E[U]$ は式(8)で示される。この際の分散 $\text{Var}[U]$ は、それぞれ設計要因 f_i と f_j のばらつきを表わす分散 $\text{Var}[f_i]$ と $\text{Var}[f_j]$ 、および f_i と f_j 間の相関係数 ρ_{ij} 、感度を用いて式(9)により求めることができる。

【0044】

$$\text{【数6】} \quad (6)$$

目的関数 $f(x) \rightarrow \text{最小} \quad (11)$

この式の $g_i(x)$, $h_j(x)$ あるいは $f(x)$ に、影響度解析に基いて作成した特性値の期待値=推定式(2)や、ばらつきの推定式(9)を使用する。そのため、複雑な最適化問題の問題設定も容易に行うことができる。特性値のばらつきを考慮した最適化計算の問題設定例を下記に示す。なお、問題設定例は、下記の(a)一般的な最適化問題と、(b)安定した製造に不可欠なロバスト性を主目的とした問題、の2例について示した。

【0046】

(a) 一般的な最適化問題

目的関数：重量→最小

制約条件：特性値A（期待値+標準偏差）≧設定値

特性値B（期待値）=設定値

(b) ロバスト性を主目的とした最適化問題

目的関数：特性値の標準偏差→最小

制約条件：設定値≧特性値の期待値≧設定値

重量≦設定値

また、問題例(a)で示す特性値A、Bのように、使用する関数=推定式は、異なった解析（例えば強度解析と固有値解析等）から得られたものを同時に使用することができるため、複数の現象や解析条件を考慮した最適化計算が可能である。これは本方法の各解析プロセスが独立しているという特徴により、容易に可能にするものである。

【0047】最適化問題を解くための計算方法は、問題内容や設計要因が連続変数か離散変数などを考慮して数理計画法、最適化基準法、遺伝的アルゴリズムなどの最適化計算法の中から適切な方法を選択すればよい。ただし、これらの方法は、最適設計システムとしてではな

目的関数： $\nabla f(x^{(k)})^T d + (1/2) d^T B^{(k)} d \rightarrow \text{最小}$

制約条件： $g_i(x^{(k)}) + \nabla g_i(x^{(k)})^T d \geq 0$

$h_j(x^{(k)}) + \nabla h_j(x^{(k)})^T d = 0$

B：ラグランジュ関数Lのヘッセ行列

$\nabla^2 L(x^{(k)}, \lambda^{(k)})$ を近似した行列

d：ベクトルd ($x^{(k)}$ からの探索方向)

∇ ：変数 $x^{(k)}$ に関する偏微分係数（勾配ベクトル）

【0051】ただし、逐次二次計画法（SQP法）も含め現在の数理計画法では、複数の局所的最適解をもつような最適化問題に対しては、大域的な最適解が求まるとい保証がない。そのためこのような可能性がある場合には、最適化計算の初期点を変えて何回か計算を行い、得られた局所的最適解から最も適切な解を選ぶ必要がある。このような問題に対する効果的な手法として遺伝的アルゴリズムがある。遺伝的アルゴリズムによる最適化計算は、多くの解の中から最適解を選択するという方法を用いているため、大域的な最適解を求めることができる。遺伝的アルゴリズムによる最適化計算は、膨大な計算量を必要とする等の欠点があるが、本発明のように推定式を用いた最適化計算は非常にシンプルであるから、収束計算の回数が多くても時間的には大きな欠点にならない。

【0052】また、設計要因が離散的な場合の最適化問題は、数理的な最適化手法のような特別なアルゴリズムを使用する必要はない。この場合は、全ての設計要因、

く、目的関数、制約関数が全て数式で構成される最適化問題を解くための計算方法として使用するものである。

【0048】この明細書における最適化計算には、数学的な数理的最適化計算法として最も一般的で汎用的に使用できる数理計画法が一例として使用される。数理計画法には多くの手法が公知であるが、現実的な問題のほとんどを占める制約条件付き非線形最適化問題に対して効率的な手法とされている逐次二次計画法（SQP法：Sequential Quadratic Programming）が一例として使用される。

【0049】SQP法は、式(11)の最適化問題に対し部分問題として逐次近似した二次計画問題を作り、反復して解くものである。第k反復において点 $x^{(k)}$ が与えられたときの近似式を式(12)に示す。近似式は、目的関数を二次近似、制約条件を一次近似した形となっている。

【0050】

【数7】

離散値の組み合わせを推定式を基に作成した目的関数や制約関数で計算し、それらの計算結果から条件を満足する最適解を選択する方法が可能である。また、離散値は等間隔の必要はなく、任意の値を扱うことができる。この方法は一般的に非常に多くの計算回数を必要とするが、本手法では推定式が非常に簡単な式であるため計算回数の多さは問題とならず、パーソナルコンピュータレベルでもわずかな計算時間で確実に大域的な最適解を求めることができる。

【0053】本発明では目的関数または制約関数に、陽でかつ単純な推定式を使用するために、いずれの最適化計算方法を使用しても容易に効率良く最適解を求めることができる。そのため、最適化計算はパーソナルコンピュータレベルの使用で十分である。

【0054】【信頼性の評価プロセスS5】前述の影響度解析や最適化計算に基づいて設計した構造に対する信頼性の評価方法を示す。ここでは、分布形が不明なまま期待値と分散のみで信頼性を評価する二次モーメント

法を使用する。建築、土木等の分野では信頼性設計、構造信頼性解析法をLEVEL I (安全率を使用)と、LEVEL II (信頼性指標を使用)と、LEVEL III (破損確率を使用)とに分類している。本手法における構造信頼性の評価は、破損確率に準ずる尺度である信頼性指標を求めて評価を行うものであり、LEVEL IIの評価法に相当している。特性値の限界状態を定義する状態関数を、式(13)で示す。

$$Z = H(f_1, f_2, \dots, f_m) \quad (13)$$

ここで、 $Z > 0$ は安全側、 $Z \leq 0$ は危険側(破損領域)を表わす。この状態関数式は、特性値の推定式(2)と設計上の限界値を用いて陽な形の式として作成することができる。簡単な限界関数の例として、限界値Dと推定式Yを用いて式(14)のように表わすものがある。

$$Z = D - Y \quad (14)$$

この状態関数に対して二次モーメント法の中の一次近似二次モーメント法(First-Order Second-Moment法)

(FOSM法とも呼ぶ)あるいは拡張一次近似二次モーメント法

$$\beta = E[Z] / \sigma_Z$$

$$\sigma_Z = \sqrt{\text{Var}[Z]}$$

$$\text{Var}[Z] = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^m (\partial H / \partial f_i) \bar{f}_i (\partial H / \partial f_j) \bar{f}_j \rho_{ij} \sqrt{\text{Var}[f_i]} \sqrt{\text{Var}[f_j]} \quad (17)$$

【0057】ただしFOSM法の信頼性指標 β は、状態関数が物理的に同じ内容でも、数式表示が異なると β も異なってしまうという、普遍性の欠如の問題をもっている。さらに、状態関数は非線形であることが多く、この場合もFOSM法では普遍性の欠如が生ずる。

【0058】(ii)拡張一次近似二次モーメント法(AFOSM法)

状態関数の形式や表現によらず普遍的な信頼性指標を求めることができる方法として、拡張一次近似二次モーメント法

$$Y_i = (f_i - \mu_{fi}) / \sigma_{fi} \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (18)$$

$$Z = H(f_1, f_2, \dots, f_m) = h(Y_1, Y_2, \dots, Y_m) \quad (19)$$

状態関数が非線形な場合の β^* と Y_i^* は、式(20)に示す非線形最適化問題に対して反復解法を適用して求める。本手法においては状態関数が陽な形であるため、これらの値を数値計画法により簡単に求めることができる。この明細書では、この計算にSQP法を使用する。

$$\text{目的関数: } \sqrt{(Y_1^2 + Y_2^2 + \dots + Y_m^2)} \rightarrow \text{最小値} = \beta^* \quad (20)$$

$$\text{等号制約条件: } h(Y_1, Y_2, \dots, Y_m) = 0$$

【0060】確率変数の平均値 μ_{fi} に対する設計点の比である部分安全係数 γ_{xi} は、次の式(21)によって求

$$\gamma_{xi} = f_i^* / \mu_{fi} \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (21)$$

ト法(Advanced First-Order Second-Moment法)(AFOSM法とも呼ぶ)を適用して構造信頼性の評価を行う方法や、破損確率の上界を求める方法を、下記の(i)、(ii)に示す。

【0055】(i)一次近似二次モーメント法(FOSM法)

二次モーメント法の一つである一次近似二次モーメント法(FOSM法)の信頼性指標 β は、式(15)により求められる。信頼性指標 β は、Zの分布形が不明なまま期待値 $E[Z]$ が標準偏差 σ_Z をスケールとして限界点($Z = 0$)からどの程度離れているかを表わしている。標準偏差 σ_Z は、式(16)で示すように分散 $\text{Var}[Z]$ の平方根として求められる。また、分散 $\text{Var}[Z]$ は、状態関数式が陽な形であるため、式(9)の場合と同様な方法により式(17)により簡単に求めることができる。

【0056】

【数8】

(15)

(16)

ント法(AFOSM法)がある。AFOSM法の信頼性指標 β^* は、式(18)で示す標準化された変数 Y_i の空間において、原点から式(19)の限界状態曲面上の $h(Y) = 0$ までの最短距離として定義される。この曲面上の最短距離に当たる点は、設計点(Y_i^*)と呼ばれる。新しい変数 Y_i は、平均値 $\mu_{Yi} = 0$ 、標準偏差 $\sigma_{Yi} = 1$ となるように標準化されたものである。なお、 μ_{fi} と σ_{fi} は確率変数 f_i の平均値と標準偏差である。

ここで、基本変数 f_1, f_2, \dots, f_m 間に相関はないものとする。なお、状態関数が線形関数の場合には、 β と β^* は一致する。

【0059】

【数9】

められる。設計点を示す f_i^* は、 Y_i^* を式(18)により元の変数に逆変換したものである。

(21)

破損確率 P_f は、 Z の分布形が不明な場合、期待値と分散だけでは求めることができないが、安全側の値である破損確率の上界を求めることができる。本手法では、破損確率の上界を求める方法の中で、低い上界が得られる式(22)を用いる。

$$P_f < \sigma_z^2 / (\sigma_z^2 + E[Z]^2) \quad (22)$$

ただし、この式は限界関数 Z が安全側であることを示す $Z > 0$ の場合に適用できるものである。危険側(破損領域)である $Z \leq 0$ は、破損状態を示しているためこの場合の破損確率は1である。

【0061】[実施例1] (解析対象：自動車のサイドメンバ)

自動車にとって衝突時の乗員安全性は最も重要な課題である。自動車の強度部材である薄肉断面部材のサイドメンバは、衝突時に運動エネルギーを吸収し、乗員に発生する障害を低減することに大きく貢献している重要な部材である。この運動エネルギーの吸収は、座屈変形が主である動的圧潰現象によって行われるものである。この部材の設計は、限られたスペース内で効率的に運動エネルギーを吸収する性能と共に軽量、低価格であることが要求される。

【0062】現在、この設計には構造解析による動的圧潰現象のシミュレーション技術が利用されている。この設計作業をさらに効率化、高精度化するためには、設計要因の衝突エネルギー吸収特性に対する定量的な影響度を求めることにより、構造や設計値の決定に利用することが有効である。影響度解析法としては、感度解析法が知られていた。しかし、動的現象ではこれらから求められる感度係数が、時間や負荷経路に対応して変動するため、感度係数を特性値の推定や最適化計算に直接利用できないのが現状であった。

【0063】この問題を解決するために、現象における最大・最小値や積算値等の特定の特性値に対しても適用できる影響度解析法、特性値の近似方法が必要である。

設計要因	水準1	水準2	水準3	水準4
降伏応力 σ_y (MPa)	294	343	392	441
加工硬化係数 H (MPa)	490	980	1470	1960
板厚 t (mm)	1.4	1.6	1.8	2.0
断面幅 A (mm)	50	52.5	55	57.5
断面幅 B (mm)	50	52.5	55	57.5

【0067】図5は設計要因 σ_y 、 H 、 t 、 A 、 B を配置した直交表 L_{32} の一部を示している。直交表によって組み合わされた32個の解析条件に対し、構造解析ステップ S_{20} において構造解析(静的座屈モード解析および動的圧潰解析)を行った。

【0068】薄肉四辺形断面部材における軸方向の圧潰現象は対称性をもっているため、解析モデルは図6の要素分割例に示すように四辺形断面を対称面で切断した4

本発明者らはこのような要望に応えられる実験計画法、構造解析および数値計画法を組み合わせた実用的で効率の良い統計的設計支援方法を提供する。この実施例では、動的、弾塑性、大変形、接触問題を含む複雑な非線形現象である薄肉断面部材の動的圧潰現象に対して、本発明者らが提案している統計的設計支援方法を適用し、影響度解析および最適化を行った。

【0064】本実施例における統計的設計支援方法の処理の流れを図3に示す。自動車のサイドメンバには、各種の形状、溶接方法と共に種々の衝突条件がある。ここで行う解析は、均一板厚の薄肉真直四辺形断面部材に初速度を与え、剛体壁に衝突させるように単純化した動的圧潰問題である。この問題における荷重-変位のモデル線図を図4に示す。図4中の吸収エネルギー、平均荷重、最大荷重が部材の性能評価に用いられる代表的な特性値である。この実施例では、統計的最適化手法により、これらの特性値に対する設計要因の定量的影響度を明らかにすると共に、最小材料コストを目的とした最適化計算を行った。

【0065】(I) 影響度解析プロセス S_1

(実験計画法と構造解析) 部材の設計要因には、形状要因として板厚 t 、断面幅 A 、 B 、材料要因として降伏応力 σ_y と加工硬化係数 H の計5要因を設定した。軸方向の長さは 400mm ・一定とした。水準数は、動的圧潰現象が複雑な非線形性を示すため水準値の変化に伴う特性値の変化も非線形性を示すものと考え、最大3次の推定式が作成できる4水準系の直交表を採用した。各要因の水準範囲を表2に示す。これらの水準値は、実際の設計で使用されるものの近傍の値とした。これらの理由から、直交表割り付けステップ S_{10} で用いる直交表は、4水準系5設計要因の解析が可能な L_{32} を選択した。

【0066】

【表2】

分の1モデルを用いた。要素分割には、四角形要素を用いた。角解析条件の要素サイズをなるべく均一寸法とするために板幅方向の分割は、板幅 50mm と 52.5mm の場合を10等分、 55mm と 57.5mm の場合を11等分とした。また、軸方向の分割を全解析条件80等分とし、要素サイズをおよそ 5mm 角とした。解析モデル間で要素分割が異なるため、節点数1701~1863、要素数1600~1760となった。作成した要素分割モデルを基本形状モデルとして

各構造解析で使用した。

【0069】まず、静的座屈モード解析について述べる。自動車のサイドメンバに用いられる薄肉断面部材は、軸方向の衝撃荷重を受けた場合、順次アコーディオン状に圧潰することにより、効率的に運動エネルギーを吸収する構造となっている。この解析は、有限要素法を使用して行いが、部材形状を直接解析しても不自然な座屈形態となり、動的圧潰現象を再現できない。この座屈現象を再現するためには初期不整を解析モデルに与え、動的圧潰解析を行う必要がある。本実施例の解析では、この初期不整を静的座屈モード解析から得られる座屈モードを基に設定した。静的座屈モード解析には、有限要素法プログラムMARCを用いた。要素タイプは4節点厚肉シェル要素を用いた。

【0070】解析モデルは、基本形状モデルに対して以下に示す解析条件を付加して作成した。境界条件は、下端面上の節点にx, y, z軸方向変位拘束、上端面上の節点にx, y軸方向変位拘束を与えた。また、x-z対称面上とy-z対称面上に対称性を表わす拘束条件を与えた。荷重条件は、上端面上の節点にz軸マイナス方向に一様分布荷重を与えた。これらの条件のもとで静的座屈モード解析を行い、座屈モードを求めた。解析を行った32個の座屈波形の平均半波長は、100.16mmであった。

【0071】次に、動的圧潰解析について述べる。初期不整が与えられた解析モデルに対し動的圧潰解析を行ない、その結果に基き、動的圧潰現象の特性値である吸収エネルギー量と最大荷重を抽出した。動的圧潰解析には、陽解法有限要素法プログラムLS-DYNA3Dを使用した。解析モデルは前述の基本形状モデルを基に作成した。初期不整は、解析モデル下部に静的座屈モード解析から求めた座屈形状に従って微小変位を与える方法を用いた。与えた初期不整形は正弦波の半波長とし、その最大変位量は各板厚の1/10とした。

FACTOR		SUM OF SQUARE	DEGREE OF FREEDOM	VARIANCE	F RATIO	EFFECTIVE RATIO(%)
H	1	4.25735E+09	1	4.25735E+09	33.186**	2.79
	2	1.00467E+08	0	1.00467E+08	0.000	0.00
	3	5.48868E+06	0	5.48868E+06	0.000	0.00
t	1	1.09676E+11	1	1.09676E+11	854.932**	74.04
	2	3.34830E+08	1	3.34830E+08	2.610	0.14
	3	8.69674E+06	0	8.69674E+06	0.000	0.00
A	1	1.65220E+08	1	1.65220E+08	1.288	0.02
	2	7.59463E+05	0	7.59463E+05	0.000	0.00
	3	6.22298E+07	0	6.22298E+07	0.000	0.00
B	1	1.49480E+08	1	1.49480E+08	1.165	0.01
	2	1.28695E+08	0	1.28695E+08	0.000	0.00
	3	1.68218E+08	1	1.68218E+08	1.311	0.03
σ_y	1	3.00824E+10	1	3.00824E+10	234.494**	20.24
	2	8.78674E+06	0	8.78674E+06	0.000	0.00
	3	1.77357E+08	1	1.77357E+08	1.383	0.03
ERROR	1	2.95059E+09	23	1.28287E+08		2.70
TOTAL		1.47962E+11	31			100.00

【0076】分散分析により、影響度があると判定された設計要因は、降伏応力 σ_y と加工硬化係数Hと板厚tの3要因であるが、板厚tの寄与が他の要因に比べて高いことがわかる。影響の傾向を示す次数は、最大三次の

【0072】要素タイプは、Belytschko-Wong-Chiangシェル要素を用いた。境界条件は、上下端面上の節点にx, y軸方向変位拘束、x-z対称面上とy-z対称面上に対称性を表わす拘束条件を与えた。集中荷重としてモデル上端角部の節点に250 kgを与えた。また、その節点を含む上端部の全ての節点をz軸方向に剛体変位拘束した。衝突条件は、モデル全体の節点に初速度50km/hを与え、下端部に設けた剛体壁に衝突させた。接触条件は、モデルと剛体壁、モデル自身について考慮した。

【0073】解析により得られた1/4モデルの変形図を図7示し、荷重-変位曲線の例を図8に示す。これらの図より、初期不整を与えた部分から座屈が発生し、最大荷重を示したのち、時間の経過とともに順次アコーディオン状に座屈が起こり、荷重が周期的に増減することがわかる。また、吸収エネルギー-変位曲線の例を図9に示す。なお、図8, 9中のNo. は直交表による解析データNo. (行No)を示している。

【0074】分散分析ステップS30においては、前記動的圧潰解析により求めた特性値に対する分散分析および推定式の作成を行なった。まず、吸収エネルギーについて述べる。自動車のサイドメンバの吸収エネルギー特性は、衝突安全性に関して重要な評価項目である。そのため部材の設計要因が吸収エネルギー特性に与える影響度を明らかにすることは部材を効率良く設計するために重要なことである。この実施例の解析では、変位200mmまでの吸収エネルギー量を特性値とした。この特性値に対する各設計要因の影響度を表わす出力結果(分散分析表)を表3に示す。表中のFACTOR項の1, 2, 3はそれぞれ設計要因の一次, 二次, 三次成分を示し、F RATIOの**は、1%の危険率で有意差があることを示している。

【0075】

【表3】

傾向に対処できるように計画したが、後に示す最大荷重も含めて一次の傾向であった。これは、現実の設計値を水準値として用いたため、水準範囲が比較的狭くなり、最も単純な一次の傾向で影響度を表現できたものと思わ

れる。

【0077】分散分析によって有意差ありと判断された設計要因、次数成分を用い、推定式作成ステップS31において、前述の推定式の公式(2)を用いて、吸収エネルギー E_{BN} の推定式(23)を作成した。この式中の

$$E_{BN} = 2849.0 + 5.484(\sigma_y - 367.5) + 0.2063(H - 1225) + 2565.8(t - 1.7) \pm 78.084 \quad (N \cdot m) \quad (23)$$

【0079】推定式(23)の精度確認を有限要素法(FEM)による解との比較により行った。解析は、板厚を水準範囲内で変化させ、他の設計要因を全て水準2に固定した条件のもとで行った。この比較を図10に示す。図10において、実線と破線間の最大誤差は2.7%であり、単純な一次の推定式でありながら高精度であることが確認された。そのため、推定式は構造解析による再計算の代わりとして十分利用できる。

【0080】次に、最大荷重について述べる。自動車が

FACTOR		SUM OF SQUARE	DEGREE OF FREEDOM	VARIANCE	F RATIO	EFFECTIVE RATIO(%)
H	1	1.33225E+04	1	1.33225E+04	0.490	0.00
	2	4.50000E+02	0	4.50000E+02	0.000	0.00
	3	1.44000E+03	0	1.44000E+03	0.000	0.00
t	1	2.75062E+07	1	2.75062E+07	1012.057**	47.07
	2	4.05000E+03	1	4.05000E+03	0.149	0.00
	3	4.84000E+03	1	4.84000E+03	0.178	0.00
A	1	1.10224E+06	1	1.10224E+06	40.556**	1.84
	2	6.61250E+03	1	6.61250E+03	0.243	0.00
	3	8.10000E+02	0	8.10000E+02	0.000	0.00
B	1	7.15562E+05	1	7.15562E+05	26.328**	1.18
	2	6.12500E+02	0	6.12500E+02	0.000	0.00
	3	6.25000E+01	0	6.25000E+01	0.000	0.00
σ_y	1	2.84260E+07	1	2.84260E+07	1045.898**	48.64
	2	4.05000E+03	1	4.05000E+03	0.149	0.00
	3	1.10250E+03	0	1.10250E+03	0.000	0.00
ERROR	1	5.97927E+05	22	2.71785E+04		1.30
TOTAL		5.83808E+07	31			100.00

【0082】分散分析により効果ありと判断された設計要因は、降伏応力 σ_y と板厚 t と板幅 A および板幅 B の各一次成分であり、いずれも1%の危険率で有意であった。これらの要因の中でも降伏応力 σ_y と板厚 t の寄与率が他の設計要因に比較して高い値を示している。

【0083】分散分析により有意差ありと判断された設

$$E_{MAX} = 69585 + 168.6(\sigma_y - 367.5) + 40633(t - 1.7) + 650.7(A - 53.75) + 524.3(B - 53.75) \pm 1267.1 \quad (N) \quad (24)$$

【0085】推定式(24)の精度確認を、有限要素法による解との比較により行った。解析は、降伏応力を水準範囲内で変化させ、他の設計要因を水準2に固定して行った。この比較を図11に示す。この図11において、実線と破線間の最大誤差は1.1%であり、推定式が高精度であることが確認された。

【0086】(I1)最適化設計プロセスS4

(a) 設計要因：降伏応力 σ_y 、加工硬化係数 H 、板厚 t 、板幅 A 、板幅 B

(b) 目的関数：使用材料コスト→最小

$$\text{コスト} = 0.00314t(A + B) \quad (\sigma_y / 4.9 + 60) \text{円} \quad (25)$$

(c) 挙動制約：変位 200mmにおける吸収エネルギー量

$$E_{BN} \geq 3626 N \cdot m$$

t , σ_y , H はそれぞれ設計変数、±値は推定式の95%信頼限界の最大値を示している。

【0078】

【数10】

衝突した際に居住部に発生する最大加速度は、部材の圧潰現象の初期に発生する最大荷重に関連していると考えられる。そのため、最大荷重を減少させることは乗員安全性に対し効果的であると言える。この最大荷重に対する各設計要因の影響度を表わす分散分析結果(分散分析表)を表4に示す。

【0081】

【表4】

【0082】分散分析により効果ありと判断された設計要因と次数成分を用い、前述の推定式の公式(2)をもとにして、推定式作成ステップS31において作成した最大荷重 E_{MAX} の推定式を、式(24)に示す。式中の σ_y , t , A , B は設計要因である。

【0084】

【数11】

逐次二次計画法により薄肉断面部材の最小材料コストを求める最適化計算を行った。不等式の挙動制約関数に前項で求めた推定式を使用した。目的関数には板厚 t 、板幅 A , B 、降伏応力 σ_y を変数とした使用材料コストの算定式(25)を用いた。

【0087】

最大荷重 $E_{MAX} \leq 73500 \text{ N}$

(d) 側面制約：設計要因の水準範囲を条件とした。

条件 $294 \text{ MPa} \leq \sigma_y \leq 441 \text{ MPa}$

$490 \text{ MPa} \leq H \leq 1960 \text{ MPa}$

$1.4 \text{ mm} \leq t \leq 2.0 \text{ mm}$

$50 \text{ mm} \leq A$ および $B \leq 57.5 \text{ mm}$

最適化計算の初期と最終状態における目的関数、制約関数、設計要因の値を表5と表6に示す。

【表5】

	σ_y	H	t	A and B
初期値	441MPa	1960MPa	2.0mm	57.5mm
最終値	341MPa	1960MPa	2.0mm	50.0mm

【0088】

【表6】

	目的関数	挙動制約条件	
		吸収エネルギー	最大荷重
初期値	108.3Yen	4173.5N・m	98578N
最終値	81.4Yen	3626 N・m	72932N

【0089】【実施例2】（解析対象：シートフレーム）

解析例として、大変形、材料非線形挙動を示す自動車用シートフレームの衝突問題を取り上げた。本解析では、図12のフローチャートに示すように、ばらつきを考慮した最適化設計および信頼性の評価を行った。

【0090】(I) 影響度解析プロセスS1

（実験計画法と構造解析）解析対象の設計要因は、フレームを構成する4部材の各板厚と降伏応力の計8個とし

た。水準数は、特性を二次式で表わすことができる3水準とし、直交表割り付けステップS10における直交表に前述のL27を用いた。また、C部とD部は二重構造であることや、両部材が特性値に対し高い影響度を示すと予想されるため、C部とD部の板厚の交互作用が求められるように直交表に配置した。設計要因の水準値は、板厚を1.2mm, 1.4mm, 1.6mm、降伏応力を196 MPa, 245MPa, 294 MPaとした。

【0091】構造解析ステップS20において行われる衝撃解析には、陽解法汎用有限要素法ソフトウェア(LS-DYNA3D)を使用した。図13に、解析モデルを示す。解析モデル中のおもりは、入力加速度によりフレームへ負荷を加えるために設定した。入力条件は、最大300m/sec²、周期200msの半sin波の加速度を全拘束点に加えた。

【0092】分散分析ステップS30において、分散分析の対象とした特性値には、構造解析から求めたおもり部の最大変位を用いた。分散分析結果を表7に示す。表中のFACTOR項の1,2は、設計要因の一次および二次成分を示し、F RATIOの**と*は、その成分が各々1%と5%の危険率で有意差があることを示す。この結果より、 $t_c \times t_D$ の交互作用は有意差がないことが分かる。

【0093】

【表7】

	FACTOR	SUM OF SQUARE	DEGREE OF FREEDOM	VARIANCE	F RATIO	EFFECTIVE RATIO(%)
σ_A	1	7.46113E+02	1	7.46113E+02	89.006**	6.94
	2	1.01770E+02	1	1.01770E+02	12.140**	0.88
σ_B	1	4.47710E+01	1	4.47710E+01	5.341*	0.34
	2	9.56765E+00	0	9.56765E+00	0.000	0.00
σ_C	1	4.27279E+03	1	4.27279E+03	509.712**	40.14
	2	1.48819E+02	1	1.48819E+02	17.753**	1.32
σ_D	1	1.44629E+03	1	1.44629E+03	172.531**	13.54
	2	3.28567E+01	1	3.28567E+01	3.920	0.23
t_A	1	3.49750E+02	1	3.49750E+02	41.723**	3.21
	2	2.32421E+00	0	2.32421E+00	0.000	0.00
t_B	1	1.51583E+02	1	1.51583E+02	18.083**	1.35
	2	3.28609E+00	0	3.28609E+00	0.000	0.00
t_C	1	2.30287E+03	1	2.30287E+03	274.716**	21.60
	2	9.40078E+01	1	9.40078E+01	11.214**	0.81
t_D	1	8.13900E+02	1	8.13900E+02	97.092**	7.58
	2	1.45538E+01	0	1.45538E+01	0.000	0.00
$t_C \times t_D$		4.05736E+01	0	1.01434E+01	0.000	0.00
ERROR	1	1.17359E+02	14	8.38279E+00		2.10
TOTAL		1.06229E+04	26			100.00

【0094】分散分析により有意差有りと判断された設計要因と次数成分を用い、推定式作成ステップS31において、前述の推定式の公式(2)をもとにして、最大

変位に対する推定式(26)を作成した。 t 、 σ は部材の設計要因を示す。

【0095】

【数12】

$$\begin{aligned} \text{最大変位 } U = & 61.24 - 56.56(t_C - 1.4) + 98.98 \{ (t_C - 1.4)^2 - \\ & 0.02667 \} - 33.62(t_D - 1.4) - 0.3144(\sigma_C - 245) + \\ & 0.002074 \{ (\sigma_C - 245)^2 - 1801 \} - 22.04(t_A - 1.4) - \\ & 0.1314(\sigma_A - 245) + 0.001715 \{ (\sigma_A - 245)^2 - 1801 \} - 14.51 \\ & (t_B - 1.4) - 0.03218(\sigma_B - 245) - 0.1830(\sigma_D - 245) \text{ (mm)} \end{aligned} \quad (26)$$

【0096】上記推定式(26)による推定精度を知るために、有限要素法ソフトウェアLS-DYNA3Dによって計算した結果と比較したものを図14に示す。

【0097】(II)ばらつきの評価プロセスS3
一次近似二次モーメント法により、設計要因である板厚と降伏応力のばらつきによって発生する最大変位のばらつきの評価を行った。この評価は、設計要因が相互に無相関に変動する完全無相関として行った。設計要因の標

準偏差 σ_i は、設計要因の変動係数を各板厚の3%、各降伏応力の5%として求めた。最大変位の推定式(26)を基に、第2の推定式作成ステップS33において作成した最大変位の分散の推定式(ばらつきの推定式)を式(27)に示す。

【0098】

【数13】

$$\begin{aligned} \text{Var}[U] = & (-0.6612t_A)^2 + (-0.4353t_B)^2 \\ & + (-1.009t_D)^2 + [\{-1.697 + 5.937(t_C - 1.4)\} t_C]^2 \\ & + [\{-0.00557 + 0.0001715(\sigma_A - 245)\} \sigma_A]^2 \\ & + [\{-0.01572 + 0.0002074(\sigma_C - 245)\} \sigma_C]^2 \\ & + (-0.001609\sigma_B)^2 + (-0.009147\sigma_D)^2 \end{aligned} \quad (27)$$

【0099】設計要因 t_C 、 t_D が単独に標準偏差分だけ変動した場合の最大変位の変動挙動を図15と図16に示す。図中の実線が最大変位の期待値、破線が期待値に式(27)の平方根である標準偏差 σ_U を加減した $\pm 1\sigma$ 限界を示す。また、最大変位の変動係数を各板厚の変化に対して整理した結果を図17に示す。このように陽な形のばらつきの推定式が求められるため、設計要因の変化に伴うばらつきの変化を定量的にかつ簡単に得ることができる。これらの評価結果や推定式を利用することにより、精度の高い設計やばらつきの少ない安定した製品設計が可能である。これらの図15～図17は、対象とした設計要因の単独の影響を示すため、対象とした設計要因以外の水準は中間値、ばらつきはないものとし

た。

【0100】(III)最適化設計プロセスS4
逐次二次計画法によって、シートフレームの最小材料コストを目的とした最適化計算を行った。不等式の挙動制約関数に最大変位に関する推定式を利用した。最適化計算は、最大変位のばらつきを考慮しない場合と考慮する場合の2問題に対して実施した。

【0101】設計要因：各部材の板厚と降伏応力(計8要因)

目的関数：使用材料コスト(板厚と降伏応力の関数)は下記算定式(28)による

【数14】

$$\begin{aligned} \text{COST} = & 0.012331 \{ (25.4t_A - t_A^2)(\sigma_A/4.9 + 70) + \\ & (25.4t_B - t_B^2)(\sigma_B/4.9 + 70) + (25.4t_C - t_C^2) \\ & (\sigma_C/4.9 + 70) \} + 0.109272t_D(\sigma_D/4.9 + 70) \text{ (円)} \end{aligned} \quad (28)$$

【0102】

40

(a) ばらつきを考慮しない最適化計算

制約条件：最大変位 [式(26)] $\leq 50\text{mm}$ 板厚 $(1.2\text{mm} \leq t \leq 1.6\text{mm})$ 降伏応力 $(196\text{ Mpa} \leq \sigma_y \leq 294\text{ Mpa})$

最適化結果：目的値 151.4円 (収束回数 19回)

最大変位 50mm (標準偏差 5.6mm)

変数値 $t_A = 1.2$ $t_B = 1.2$ $t_C = 1.26$ $t_D = 1.59\text{mm}$ $\sigma_A = 233$ $\sigma_B = 196$ $\sigma_C = 277$ $\sigma_D = 294\text{ Mpa}$

(b) ばらつきを考慮した最適化計算

制約条件：最大変位 [式(26)] + 標準偏差 [式(27)の平方根] $\leq 50\text{mm}$

板厚 ($1.2\text{mm} \leq t \leq 1.6\text{mm}$)

降伏応力 ($196\text{ Mpa} \leq \sigma_y \leq 294\text{ Mpa}$)

最適化結果：目的値 153.8円 (収束回数14回)

最大変位+標準偏差=44.7mm+5.3mm=50mm

変数値 $t_A = 1.2$ $t_B = 1.2$ $t_C = 1.29$ $t_D = 1.6\text{ mm}$

$\sigma_A = 239$ $\sigma_B = 196$ $\sigma_C = 283$ $\sigma_D = 294\text{ Mpa}$

以上の2つの最適化計算結果の比較によって、ばらつきの影響を避けるために2.4 円の材料コストの増加が必要であることがわかる。具体的には2.4 円は、最大変位の標準偏差 $\sigma_U = 5.3\text{mm}$ を考慮したことにより向上する衝突安全性のためのコストであると言える。

【0103】(1V)信頼性の評価プロセスS5

二次モーメント法により構造信頼性の評価を行った。評価は、例としてばらつきを考慮した最適化計算により算出された変数値の組み合わせに対して行った。状態関数式(29)は、最大変位が限界値50mmで機能を失うと仮定して最大変位の推定式(26)を用いて設定した。

【0104】

$Z = 50\text{mm} - \text{最大変位}$ [式(26)]

$$\text{目的関数: } \sqrt{(Y_{tA}^2 + Y_{tB}^2 + Y_{tC}^2 + Y_{tD}^2 + Y_{\sigma A}^2 + Y_{\sigma B}^2 + Y_{\sigma C}^2 + Y_{\sigma D}^2)} \quad (29)$$

→最小値=β*

等号制約条件: $Z(Y) = 0$

(30)

【0106】信頼性指標 (AFOSM法) $\beta^* = 0.972$ (収束回数19回)

同時に得られた設計点、部分安全係数を表8に示す。

【表8】

	t_A	t_B	t_C	t_D	σ_A	σ_B	σ_C	σ_D
$-Y^*$	0.138	0.091	0.55	0.28	0.344	0.055	0.445	0.466
f^*	1.20	1.20	1.27	1.59	235	195	277	287
r	0.998	0.997	0.983	0.992	0.983	0.997	0.978	0.977

【0107】式(29)の状態関数に対する信頼性指標 β と β^* の値は、安全側に評価されるAFOSM法の β^* の方が小さい値を示したが大きな差はなかった。今回の評価例は、最適計算で求めた設計値に対して行ったが、任意の設計値に対して陽な形の状態関数式を用いて簡単に構造信頼性の評価を行うことができる。

【0108】以上述べたように、非線形問題に対しても容易に特性値のばらつきの定量的評価や陽な形のばらつきの推定式を求めることができる。ばらつきの推定式は、特性値の推定式と共に最適化計算の関数として用いることにより、ばらつきを考慮した最適化が容易に可能となる。さらに、本手法により、設計した構造物の信頼性指標や破損確率の上界も状態関数が陽な形で得られるため簡単に求めることができる。これらにより、精度の高い設計や、ばらつきの少ない安定した製品設計が可能となる。

【0109】【実施例3】(解析対象：ゴムスイッチ)

解析対象は、電子機器に使われるキーボード用の丸形ゴムスイッチである。処理の概要を図18に示した。キー

AFOSM法の信頼性指標 β は、式(29)を基にして求められた期待値 $E[Z] = 5.3$ と標準偏差 $\sigma_Z = 5.3\text{mm}$ を式(16)に代入し、 $\beta = 1$ となった。これは、最適化計算で最大変位を限界値より標準偏差分だけ離れることを制約条件として評価点を求めているためである。この場合の破損確率の上界は、式(22)より $Pr < 0.5$ となる。AFOSM法の信頼性指標 β^* は、式(30)に対しSQP法を適用し算出した。なお、式(30)のYは式(18)により標準化した変数である。また、 $Z(Y)$ は、式(29)をYの関数に変換したものである。

【0105】

【数15】

ボードに使われる丸形ゴムスイッチの操作フィーリングは、キーボードの商品性や使用時の作業効率にとって重要である。このキーボードの操作性の挙動は、大変形、接触、材料非線形を含む複雑な現象である。この挙動は、操作力と押し込み量の関係である反力変位曲線によって表され、飛び移り現象と呼ばれる現象を示すことが知られている。この線図(反力変位曲線)から得られる特性値が操作フィーリングの指感の代表的な指標となっている。この特性は、キーボードの主構成部品であるダイヤフラム構造の丸形ゴムスイッチによるものである。本解析では、操作フィーリングの指感と丸形ゴムスイッチの設計要因の関係を明らかにするために設計要因が反力変位曲線に与える定量的影響度を求めた。

【0110】(1)影響度解析プロセスS1

丸形ゴムスイッチは、軸対称形状であると共に負荷も変形も軸対称であるため解析モデルは図19に示す2分の1断面とした。設計要因は、丸形ゴムスイッチの独立した断面寸法であるA、B、C、Dおよびスイッチ底面とスイッチ設置面に相当する剛体壁間の摩擦係数 μ の5要

図とした。水準数は、特性値と設計要因の関係が非線形であると仮定し、二次式で表わされる影響度を求めることのできる3水準系とした。直交表割り付けステップS10においては、上記のような要因数と水準数を適用できる直交表として、前述のL27を用いた。各設計要因の水準値を表9に示す。

【0111】

【表9】

設計要因	水準1	水準2	水準3
A	1.78mm	1.75mm	1.72mm
B	0.335mm	0.345mm	0.355mm
C	2.45mm	2.50mm	2.55mm
D	0.56mm	0.60mm	0.64mm
μ	0.10	0.15	0.20

【0112】構造解析ステップS20において、汎用有限要素法ソフトウェアABAQUSを使用した。要素には軸対称固体要素、材料にはムーニー・リブリンの式で表わす超弾性モデルを用いた。解析に使用したムーニー・リブリン定数を下記に示す。

C_{10} : 0.23667 N・mm

C_{01} : 0.05918 N・mm

負荷条件は、上端部の節点にZ軸マイナス方向の様な強制変位を与えた。拘束条件は、対称軸上の節点にr軸方向変位拘束を与えた。接触条件は、下端部に剛体壁を

FACTOR		SUM OF SQUARE	DEGREE OF FREEDOM	VARIANCE	F RATIO	EFFECTIVE RATIO(%)
A	1	1.45692E-05	1	1.45692E-05	78.499**	5.42
	2	1.82970E-08	0	1.82970E-08	0.000	0.00
C	1	1.73601E-08	0	1.73601E-08	0.000	0.00
	2	5.07227E-08	1	5.07227E-08	0.273	0.00
D	1	2.25123E-04	1	2.25123E-04	1212.967**	84.74
	2	2.15335E-09	0	2.15335E-09	0.000	0.00
B	1	1.87190E-05	1	1.87190E-05	100.859**	6.98
	2	2.03390E-08	0	2.03390E-08	0.000	0.00
μ	1	3.22834E-06	1	3.22834E-06	17.394**	1.15
	2	3.81338E-08	0	3.81338E-08	0.205	0.00
ERROR	1	3.71194E-06	20	1.85597E-07		1.7
TOTAL		2.65440E-04	26			100.00

【0115】推定式作成ステップS31においては、前述の分散分析により有意差ありと判断された設計要因および次数成分を用い、前述の推定式の公式(2)をもとに、特性値に対する推定式(31)を作成した。式中の

最大反力 : $0.5087 - 0.2939(A - 1.75) + 0.9994(B - 0.345) +$

$0.8664(D - 0.6) + 0.083(\mu - 0.15)$ (N) (31)

【0117】推定式(31)の精度確認のために、有意差の見られた設計要因Dを水準内で5段階に変化させ、汎用有限要素法ソフトウェアABAQUSによる解析値と、推定式とによる値の比較を行った。設計要因D以外の設計要因は水準2に固定した。この比較図を図22に示す。図中の実線と破線は互によく一致しており、推定値の最大誤差は1.1%であった。以上の結果により、推定式は非常に良い精度を示しており、構造解析による再計算の代わりに推定式を用いることができる。

設け、モデルと剛体壁、およびモデル自身について考慮した。解析結果として、図20に変形図を示し、図21に上端部に発生する反力とZ軸方向の変位量の関係を示す。図21は、ピークをもつ飛び移り現象を示したのち、ゴムスイッチの押し圧部が剛体壁に接することにより、急に反力が再上昇することを表わしている。

【0113】操作フィーリングの指感におけるクリック感や押圧時の重さは最大反力に関連が強いので、分散分析ステップS30においては、最大反力を指感を代表する特性値(評価値)として選択した。分散分析は、設計要因の特性値に対する影響度を1次および2次に分解する方法を用いた。分散分析結果を表10に示す。表中のF RATIOにおける**、*は、それぞれ1%、5%の危険率で有意差があることを示す。この結果から、設計要因Dおよび設計要因Bの一次成分の影響度が高いことが分かる。この設計要因Dと設計要因Bは、丸形ゴムスイッチのスカート部の厚みを決めている要因である。また、3番目に高い影響度を示した設計要因Aは、スカート部の立ち上がり角度を決めている要因である。このスカート部は経験的に最大反力に対し最も影響の強い部分として知られており、本解析結果が妥当であることが分かる。

【0114】

【表10】

A, B, D, μ は設計要因を示す。

【0116】

【数16】

【0118】感度解析ステップS32では、前述の推定式(31)を各設計要因で微分することによって、表11に示すような最大反力に対する感度を求める。この感度値は、設計要因の値を単位量だけ変化させた時の最大反力の変化量を直接表わす定量的な影響度を示している。設計要因の感度による定量的な影響順は下記の通りであった。

$B > D > A > \mu$

【表11】

設計要因	感 度
A	-0.2939 (N/mm)
B	0.9994 (N/mm)
D	0.8664 (N/mm)
μ	0.083 (N)

【0119】(II)ばらつきの評価プロセスS3

このプロセスS3では一次近似二次モーメント法により、設計要因のばらつきによって発生する最大反力のば

$$\text{Var}[U] = (0.008817A)^2 + (0.02998B)^2 + (0.02599D)^2 + (0.0166\mu)^2$$

【0121】設計要因Dが単独に標準偏差分だけ変動した場合の最大反力の変動挙動を、図23に示す。図中の実線が最大反力の期待値、破線が期待値に式(32)の平方根である標準偏差 σ_U を加減した $\pm 1\sigma$ 限界を示す。このように陽な形のばらつきの推定式が求められるため設計要因の変化に伴うばらつきの変化を定量的にかつ簡単に得ることができる。なお、これらの図は、対象とした設計要因の単独の影響を示すため、対象とした設

らつきを求めた。このばらつきの評価は、設計要因が相互に無相関に変動する完全無相関として行った。設計要因の標準偏差 σ_i は、変動係数を寸法が3%、摩擦係数が20%として求めた。最大反力の推定式(31)を基に、第2の推定式作成ステップS33において作成した最大反力の分散(ばらつき)の推定式を式(32)に示す。

【0120】

【数17】

(32)

計要因以外の水準は中間値、ばらつきはないものとした。

【0122】(III)最適化設計プロセスS4

逐次二次計画法により、使用材料コストの低減を目的として丸形ゴムスイッチ断面寸法の最適化計算を行った。挙動制約関数には、ばらつきを考慮した最大反力の推定式を用いた。

【0123】

(a) 設計要因：設定5要因

(b) 目的関数：2分の1断面の断面積を示す下記の算定式(33)による

$$\text{断面積 (mm}^2\text{)} = 0.5(D+2.3)(A+B-1) - 1.15(A-1) + 0.5(C-A-B) + 1.2 \quad (33)$$

(c) 挙動制約関数：最大反力-標準偏差 $\geq 0.5N$

$$\text{最大反力} + \text{標準偏差} \leq 0.55 N$$

(d) 側面制約条件：各設計要因の水準範囲内

(e) 最適化：目的値 2.11mm²

結果 変数値 A=1.74mm B=0.335mm C=2.45mm

$$D=0.621mm \quad \mu=0.2$$

(f) 収束回数：3回

上記のように、複雑な非線形挙動を示すキーボード用の丸形ゴムスイッチに対し、本発明者らが提案している統計的設計支援方法を適用することにより、高効率で容易に影響度解析およびばらつきの評価と最適化計算を行うことができた。

【0124】

【発明の効果】この発明によれば、次の効果が得られる。

(a) 非線形問題への適用が可能

影響度解析を行う特性値には、現象を表わす代表値を含む構造解析から得られるあらゆる解析結果を用いることができるため、複雑な非線形現象にも容易に対応できる。

【0125】(b) 少ない構造解析回数で解析でき、効率的である

本発明における構造解析は、どのような複雑な問題に対しても影響度解析を行うため、特定された設計要因の組み合わせに対して一度実施するのみである。そのため、従来の最適化手法のような構造解析の繰り返し計算が不要である。

【0126】(c) 既存の構造解析・最適化プログラムを利用できる

最適化計算や構造解析等の各ステップが独立しているため、既存の構造解析プログラムや最適化プログラムを利用することができる。そのため、設計者が使いやすい最新の解析機能を利用でき、安価で実用的な最適設計システムとすることができる。

【0127】(d) 設計に必要な情報を定量的に知ることができる

設計に対して有用な情報である陽な形の推定式や感度を影響度解析から容易に求めることができる。また、推定式は、簡単な再解析法として使用できる。さらに、これらを基にしてばらつきの評価や構造信頼性の評価あるいは最適化計算を効率的に行うことができる。

【0128】(e) 影響度解析・再解析・ばらつきの評価・最適化・構造信頼性の評価が効率的に一貫して実施できる総合設計支援システムが得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の実施形態の設計支援方法の概略を示す図。

【図2】 図1に示された設計支援方法を実施するシステムの概略を示す図。

【図3】 サイドメンバを設計する場合の例を示すフローチャート。

【図4】 サイドメンバの圧潰時の変位と荷重との関係を示す図。

【図5】 データが割り付けられた直交表の一部を示す図。

【図6】 サイドメンバの構造解析の要素分割例を示す図。

【図7】 図6に示すサイドメンバが変形した状態を示す図。

【図8】 解析により得られた荷重と変位との関係を示す図。

【図9】 解析により得られた吸収エネルギーと変位との関係を示す図。

【図10】 吸収エネルギーに関して推定式の精度をFEMによる解析結果と比較した図。

【図11】 最大荷重に関して推定式の精度をFEMによる解析結果と比較した図。

【図12】 シートフレームを設計する場合の例を示す

フローチャート。

【図13】 シートフレームの解析モデルを示す図。

【図14】 最大変位に関して推定式の精度をFEMによる解析結果と比較した図。

【図15】 板厚 t_c の変化に対する最大変位の変動挙動を示す図。

【図16】 板厚 t_D の変化に対する最大変位の変動挙動を示す図。

【図17】 板厚と変動係数との関係を示す図。

【図18】 ゴムスイッチを設計する場合の例を示すフローチャート。

【図19】 ゴムスイッチの解析モデルを示す図。

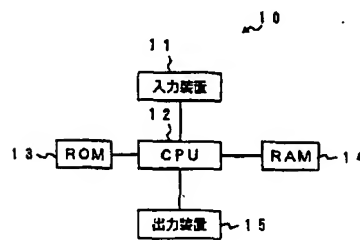
【図20】 ゴムスイッチの変形時の解析モデルを示す図。

【図21】 ゴムスイッチの変位と反力との関係を示す図。

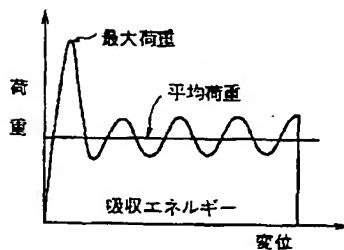
【図22】 ゴムスイッチの最大反力に関して推定式の精度をFEMによる解析結果と比較した図。

【図23】 寸法Dの変化に対する最大反力の変動挙動を示す図。

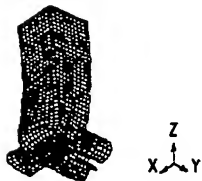
【図2】



【図4】

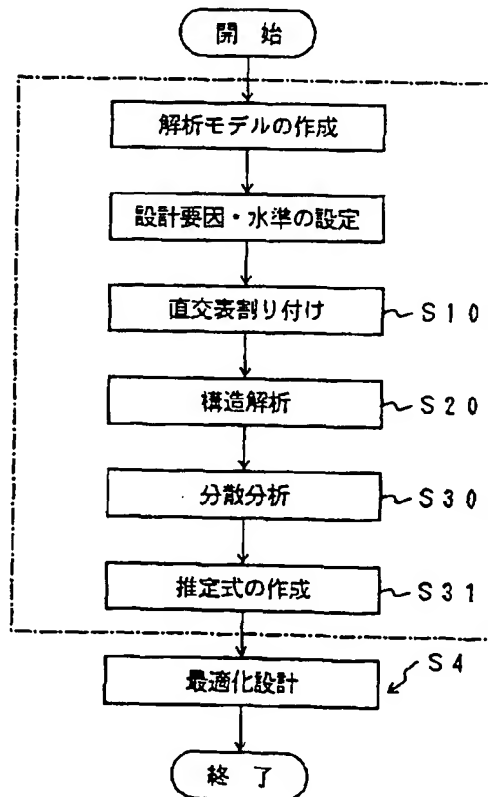


【図7】

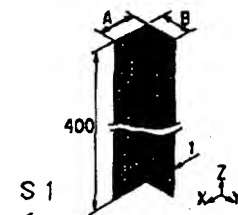


【図3】

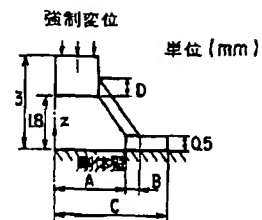
自動車用サイドメンバの例



【図6】



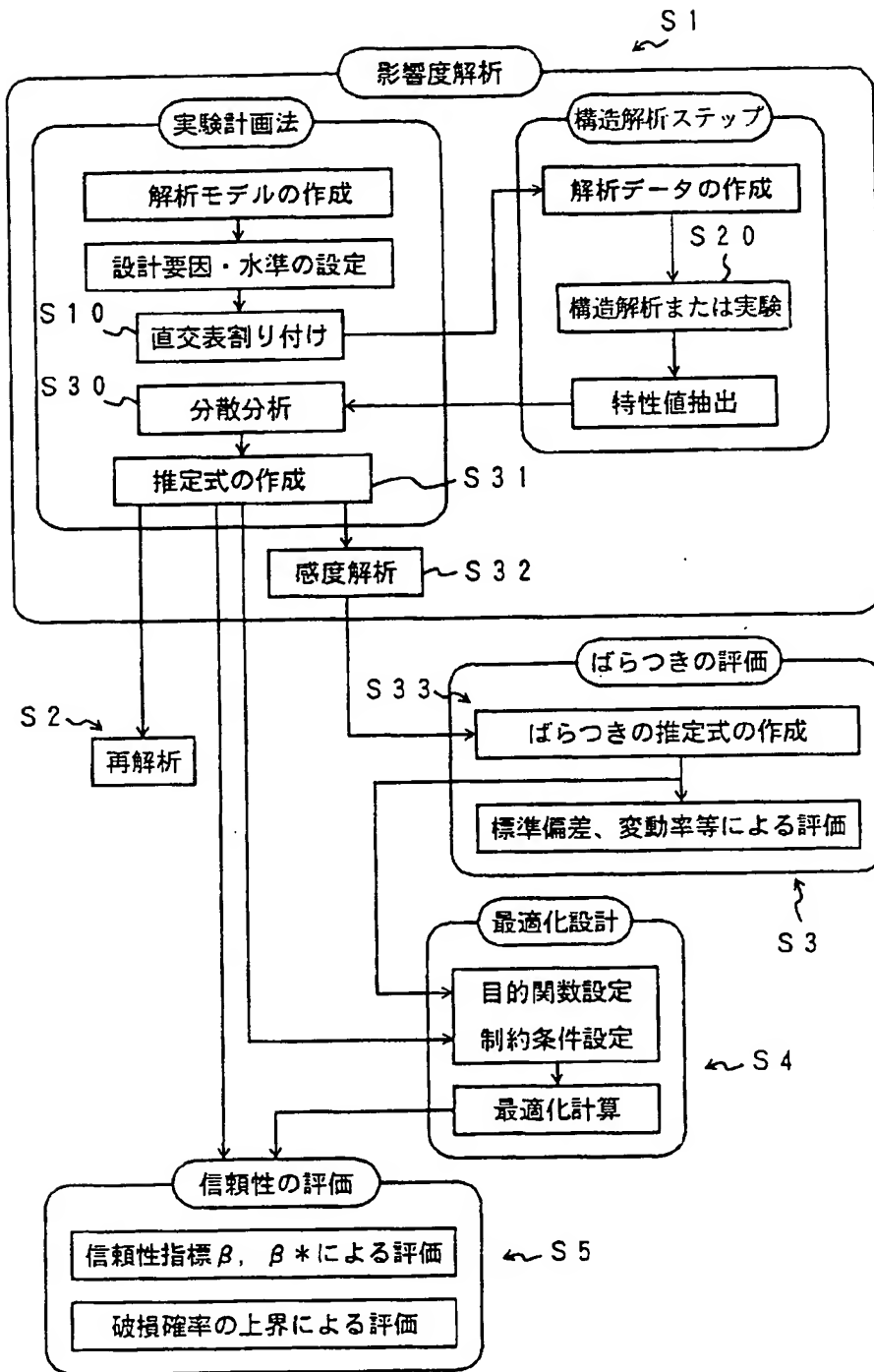
【図19】



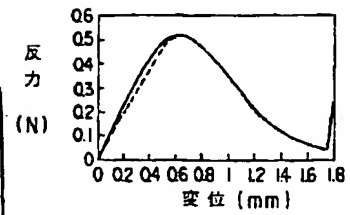
【図20】



【図1】



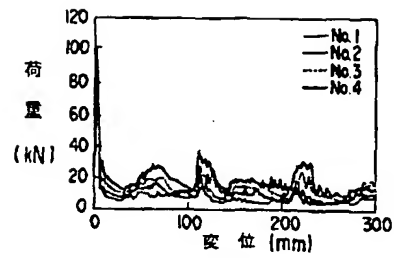
【図21】



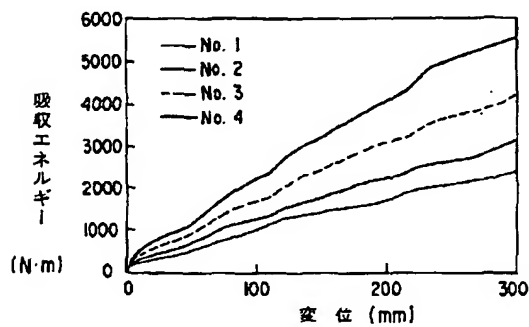
【図5】

列番 行 No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
			(σ_y)	(H)	(t)	(A)	(B)	e	e	e
1			294	490	1.4	50	50			
2			343	980	1.6	52.5	52.5			
3			392	1470	1.8	55	55			
4			441	1960	2.0	57.5	57.5			
5			294	490	1.6	52.5	55			
6			343	980	1.4	50	57.5			
7			392	1470	2.0	57.5	50			
8			441	1960	1.8	55	52.5			
9										

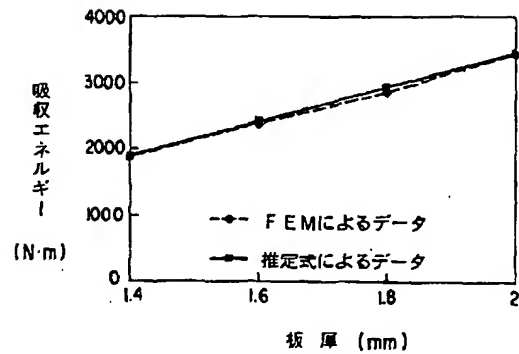
【図8】



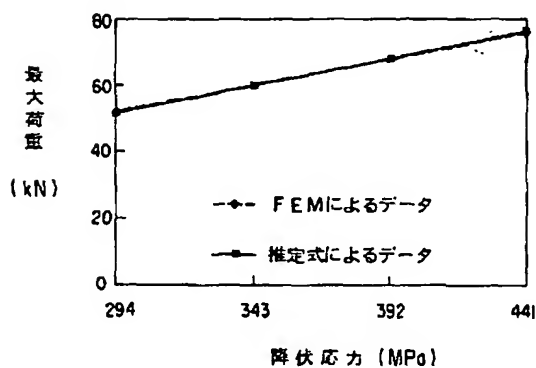
【図9】



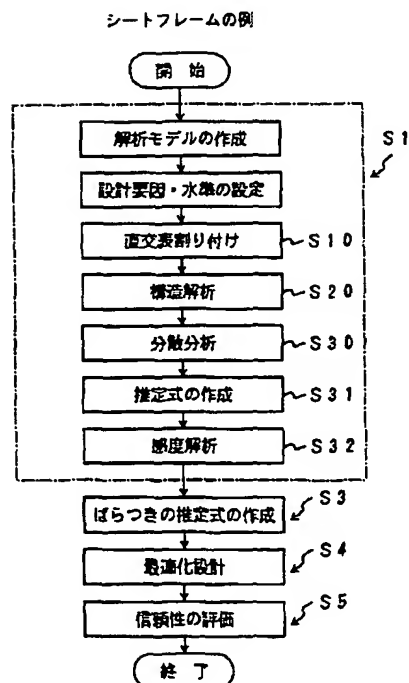
【図10】



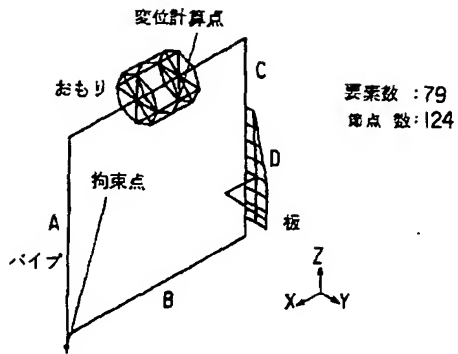
【図11】



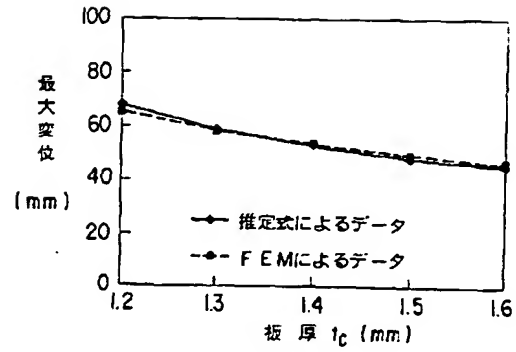
【図12】



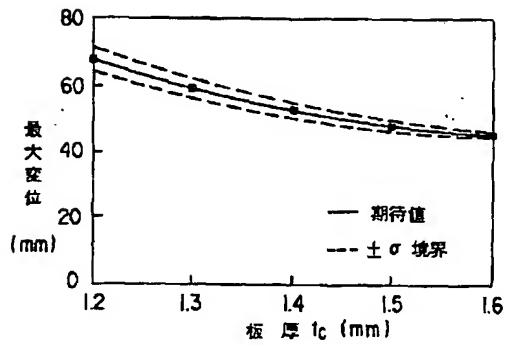
【図13】



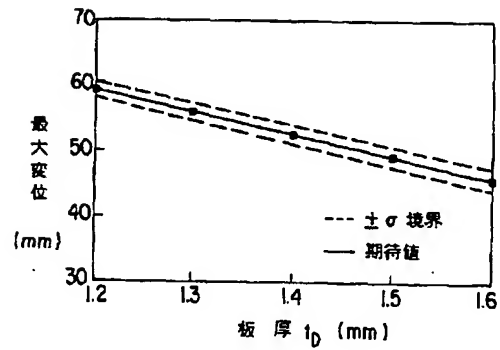
【図14】



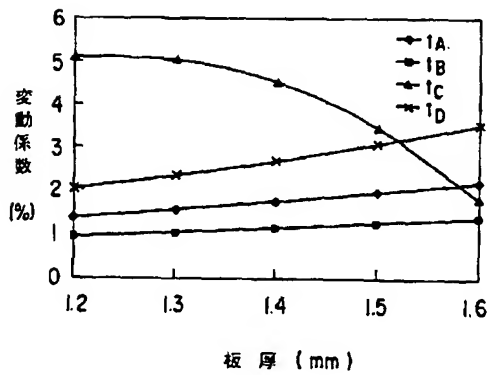
【図15】



【図16】

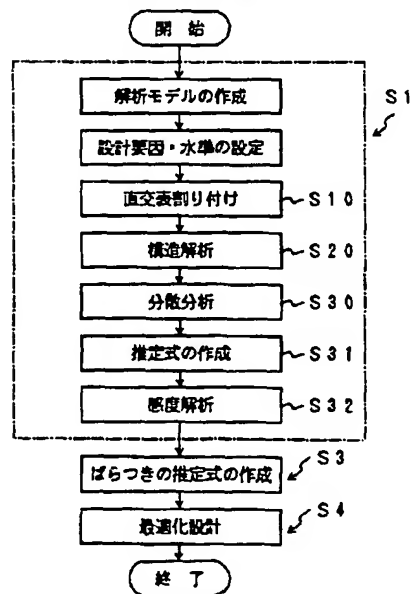


【図17】

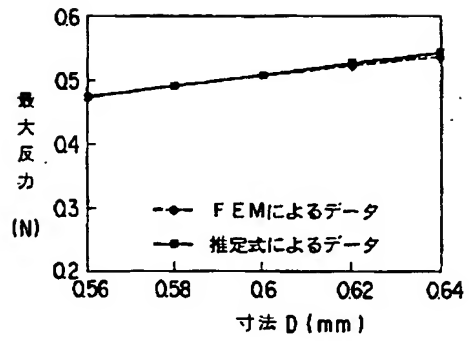


【図18】

ゴムスイッチの例



【図22】



【図23】

